HAL
archives-ouvertes.fr

Eléments de dimensionnement d'un échangeur air/sol, dit " puits canadien "

David Amitrano

▶ **To cite this version:**

David Amitrano. Eléments de dimensionnement d'un échangeur air/sol, dit " puits canadien ". 2006. <hal-00172582>

HAL Id: hal-00172582

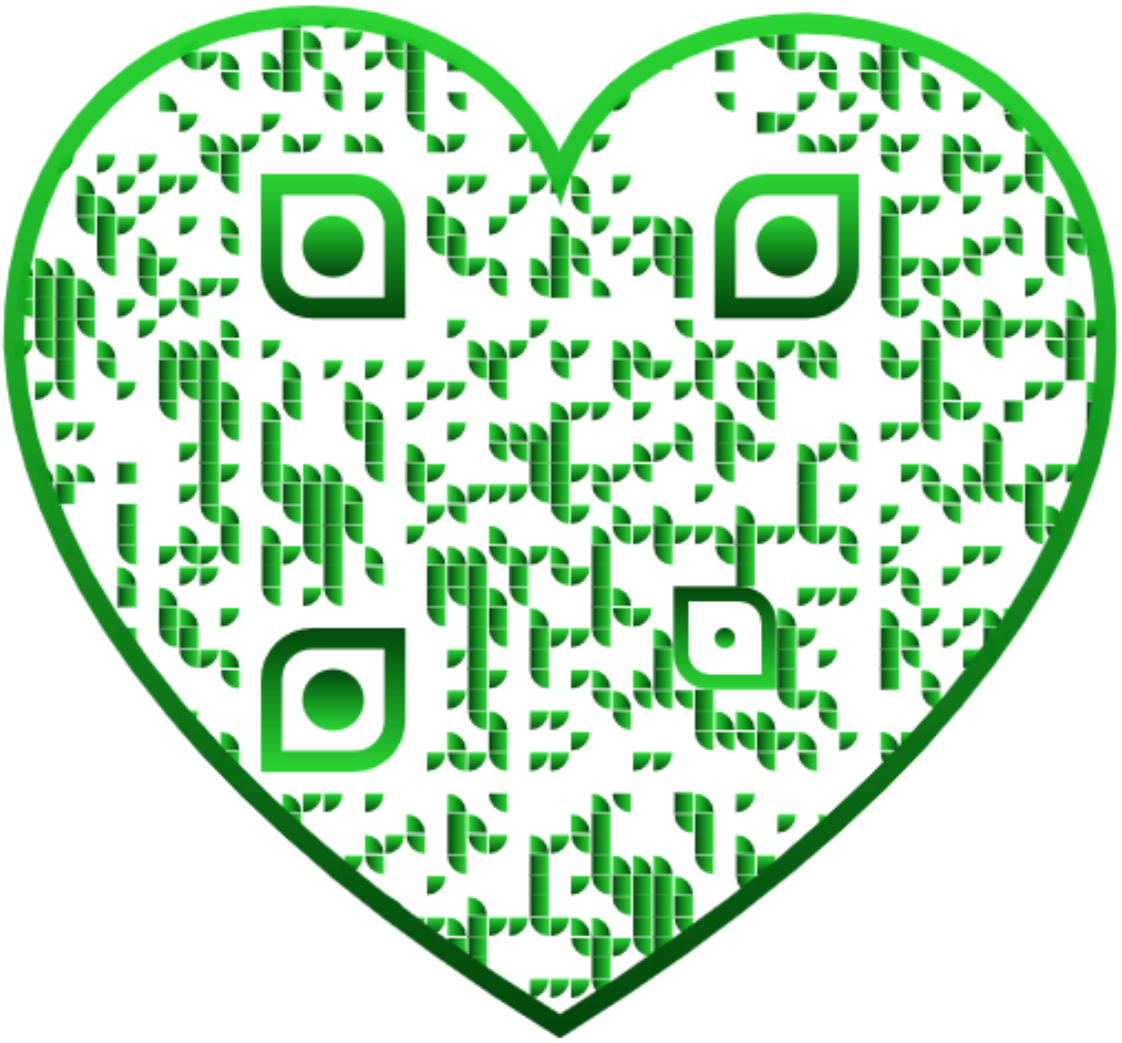
https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00172582

Submitted on 17 Sep 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

SHOUT
SHARE
IT



Eléments de dimensionnement d'un échangeur air/sol, dit « puits canadien »

David Amitrano
Université J. Fourier, Grenoble

Introduction

L'utilisation d'un échangeur air/sol, système appelé communément « puits canadien » en France et parfois « puits provençal » lorsqu'il sert à rafraîchir l'habitation, connaît un développement important depuis quelques années. Il consiste à utiliser comme entrée pour la ventilation de la maison, de l'air qui a préalablement circulé dans un tube enterré à une certaine profondeur. La température du sous-sol étant moins variable que celle de l'air extérieur cela permet d'avoir une entrée d'air plus tempérée. En hiver, l'air est réchauffé avant de pénétrer dans la maison ; en été il est rafraîchit. Il s'agit ainsi du système de géothermie le plus simple qui soit, avec une consommation électrique réduite à la celle du ventilateur utilisée pour la circulation de l'air.

Ce système est utilisé traditionnellement en Amérique du nord pour maintenir les habitations hors gel sans chauffage pendant l'hiver pourtant très rigoureux (à noter que le terme de « puits canadien » n'est pas employé au Canada). Ce système permet de compenser de manière notable la perte de chaleur induite par les débits de ventilation imposés par la réglementation française actuelle. En été, il permet d'abaisser la température maximale de quelques degrés. Le système doit être désactivé pendant les intersaisons afin de ne pas refroidir la maison alors que l'on recherche la chaleur. L'entrée d'air est alors directement prise sur l'extérieur sans passer par le puits canadien.

Le dimensionnement d'un puits canadien est assez délicat du fait du nombre de paramètres à optimiser : longueur, diamètre et nombre de tubes, profondeur d'enfouissement, distance entre les tubes, débit de ventilation. La notice de dimensionnement présentée ici a pour but de proposer des critères objectifs pour le choix de ces différentes caractéristiques.

Ce travail est basé sur des simulations numériques d'échange thermique par convection forcée dans un tube enterré. Ceci permet de mettre en évidence l'effet du diamètre, de la longueur, du débit volumétrique de la différence de température entre le sol et l'air entrant sur le flux thermique fourni par le puits canadien.

Dans un second temps, nous présentons des simulations de flux annuel en fonction de la profondeur d'enfouissement de la gaine. Ceci permet de mettre en évidence les périodes d'apport de chaleur et/ou de fraîcheur au cours de l'année et la nécessité de coupure aux intersaisons. Enfin nous donnons quelques éléments pour le calcul des pertes charge aérauliques.

Echange thermique par convection forcée dans un tube enterré

Nous ferons ici l'hypothèse que la température extérieure du tube est constante, ce qui revient à considérer que l'inertie thermique du sol est grande devant les quantités de chaleur échangée. Nous considèrerons de plus que l'échange thermique se fait en régime stationnaire, c'est à dire que les températures restent constantes dans le sol et à la paroi du tube.

L'échange de chaleur à l'intérieur d'un tube où circule un fluide se fait par convection forcée. Le flux thermique par unité de surface, φ, à travers la paroi du tube est proportionnel à la différence de température entre la surface interne, *Tsol*, et externe du tube, *Tair*, et à l'inverse de la résistance thermique de la paroi, *R*.

$$\varphi = \frac{\left(T_{sol} - T_{air}\right)}{R} \quad \textbf{(1)}$$

La résistance de la paroi est composée, d'une part, de la résistance à la conduction, d'autre part de la résistance à la convection.

$$R = R_{cond.} + R_{conv.} \quad \textbf{(2)}$$

En considérant une paroi de faible épaisseur devant le rayon du tube, on peut faire l'approximation d'une paroi plane. La résistance à la conduction est alors le rapport de l'épaisseur, *e*, et de la conductivité, λ, de la paroi.

$$R_{cond.} = \frac{e}{\lambda} \quad \textbf{(3)}$$

- e : épaisseur en m
- λ : conductivité en W/(m.K)

Pour une gaine en matériau plastique (ex PVC ou PE) d'épaisseur *e*=5 mm et de conductivité λ=0.16, R= 0.031 m2.K/W.

La résistance thermique en convection forcée est fonction de la vitesse de circulation de l'air.

$$R_{conv.} = \frac{1}{5.55 \cdot V^{0.8}} \quad \textbf{(4)}$$

La quantité de chaleur échangée par unité de temps correspond au flux thermique multiplié par la surface.

$$dQ = \varphi.S.dt = \frac{\left(T_{sol} - T_{air}\right)}{R} S.dt \quad \textbf{(5)}$$

Cet échange de chaleur entraîne la variation de température de l'air.

$$dT_{air} = \frac{dQ}{C.\rho.V} \quad \textbf{(6)}$$

- *C* : Chaleur massique (pour l'air C= 1 kJ/(kg.K))
- ρ : masse volumique (pour l'air ρ=1.2 kg/m3)
- *V* : volume d'air considéré.

Le calcul de la variation de température de l'air au court de son passage dans le tube a été réalisé numériquement (approche de type différence finie à 1D). Le tube est découpé en segments (longueur *li*) pour lesquels la température de l'air est considérée constante. Le flux thermique est calculé dans chaque segment en fonction de la température de l'air. La température de l'air dans le premier segment est celle de l'air extérieur. La quantité de chaleur échangée correspond à un flux thermique constant pendant le temps de séjour de l'air dans le segment, $t_i = {l_i}/{v}$, avec *v* : vitesse de déplacement de l'air. L'abaissement de température résultant de cet échange est appliqué au segment suivant. Le flux et la température dans les segments suivants sont ainsi calculés de proche en proche sur l'ensemble de la longueur du tube enterré. Cette approche n'est acceptable que pour des segments de petite taille devant la longueur totale et donc un grand nombre de segments. Une discrétisation de 200 segments sur la longueur du tube permet d'obtenir une bonne convergence du résultat. Cette approche donne des résultats très proches de ceux fournis par la logiciel Gaea, jugé comme une référence en la matière (écart de l'ordre de 0.1°C et 0.5 W).

Flux thermique en fonction de la longueur, du débit et du diamètre de gaine

La **Figure 1** montre le flux thermique récupérable pour une température du sol de 11 °C et une température de l'air de -5 °C en fonction de la longueur de gaine, du diamètre de la gaine (de 50 à 250 mm de diamètre par pas de 50 mm) et du débit d'air. Chaque courbe atteint de manière asymptotique un palier qui représente le flux maximal récupérable, imposé par la différence de température air/sol. Le diamètre de la gaine influe essentiellement sur la longueur de gaine nécessaire pour atteindre le palier. Plus le diamètre est petit, plus la longueur nécessaire est faible. La valeur de ce palier est uniquement déterminée par le débit volumique de l'air. Nous verrons cet effet plus en détail dans le paragraphe suivant.

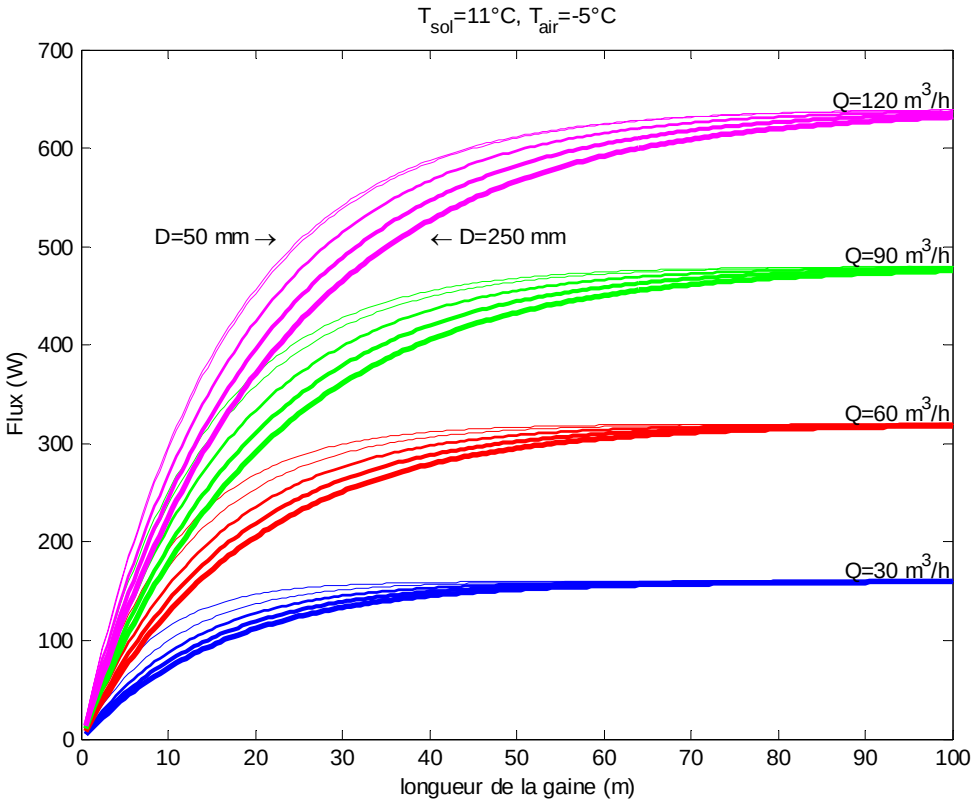


Figure 1 : Flux thermique d'un échangeur air/sol en fonction de la longueur de gaine, du débit volumique et du diamètre de la gaine.

Flux thermique en fonction du débit

La **Figure 2** montre l'effet du débit et de la différence de température entre le sol et l'air sur le flux thermique. Pour les périodes où la température du sol est supérieure à celle de l'air, le flux est positif (réchauffement du bâtiment) Dans le cas contraire, le flux est négatif (rafraîchissement du bâtiment).

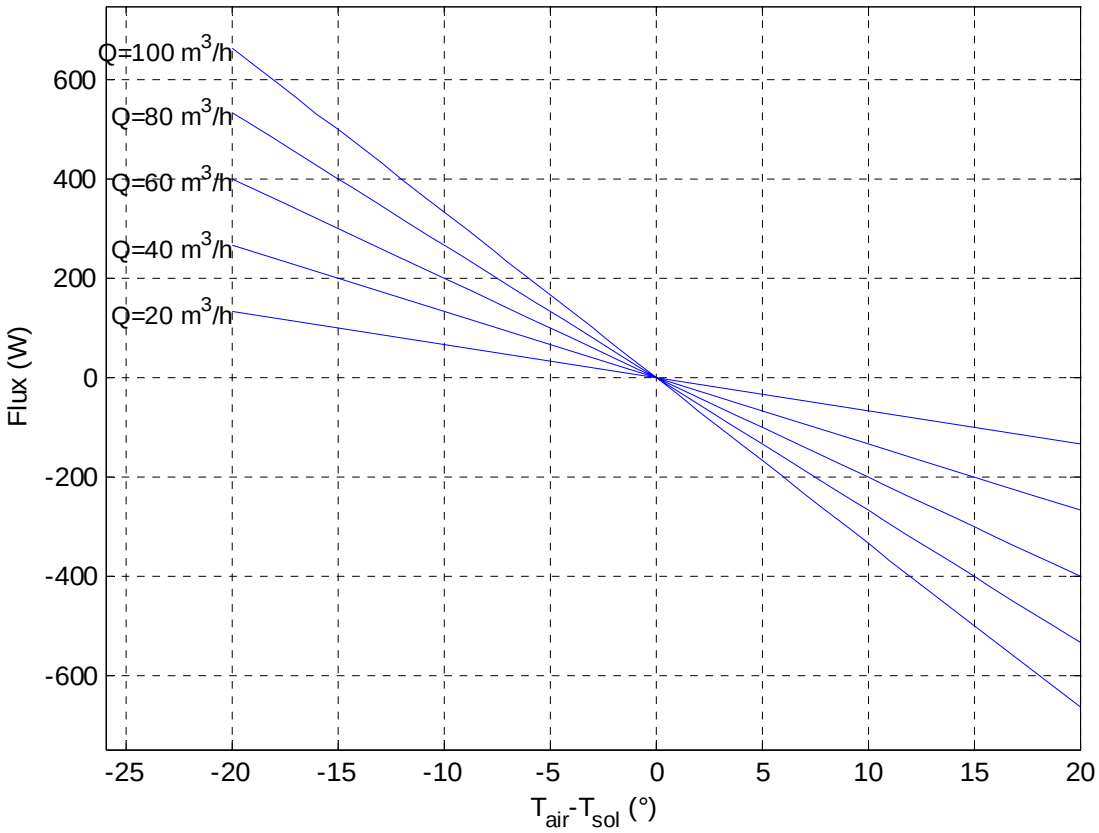


Figure 2 : Flux thermique récupérable en fonction de la différence de température air/sol et du débit volumique.

On observe que le flux thermique augmente avec la différence de température sol/air et avec le débit. Ces résultats peuvent également s'obtenir analytiquement en considérant le flux de chaleur transportée par l'air ventilé dans la gaine et la variation de température de l'air (lorsqu'il a atteint la température du sol).

$$\varphi = -\rho_{air}.C_{air}.q\left(T_{air} - T_{sol}\right) \qquad \textbf{(7)}$$

avec q : débit volumique exprimé en m3/s, ρ_{air}=1.2 kg/m3 et C_{air}=1 kJ/kg.
Pour un débit volumique exprimé en m3/h, on obtient la relation suivante, simple à retenir :

$$\varphi = -\frac{q}{3}\left(T_{air} - T_{sol}\right) \qquad \textbf{(8)}$$

q étant le débit volumique exprimé en m3/h.

A noter que cette relation est indépendante du diamètre de la gaine, à condition que la longueur soit suffisante pour atteindre le palier visible sur la **Figure 1**.

Température en profondeur dans un sol

L'évolution de la température du sol en fonction de la profondeur, pour les profondeurs qui nous intéressent, se calcule en considérant la réponse dans le temps aux variations de température de surface. Ceci nécessite un calcul en régime transitoire. Pour plus de simplicité, nous considérerons ici que la température de surface varie de manière sinusoïdale.

$$T_{air}(t) = m + A\sin(\omega t - \tau) \qquad \textbf{(9)}$$

- m : température moyenne sur l'année,
- A : amplitude des variations de température
- ω : pulsation,
- τ : déphasage.

En résolvant l'équation de la chaleur en régime transitoire pour un milieu semi infini dont la température de surface est imposée par l'équation (8) on obtient la température en fonction de la profondeur.

$$T_{sol}(x,t) = m + Ae^{-x\sqrt{\frac{\omega}{2a}}} \sin\left(\omega t - \tau - x\sqrt{\frac{\omega}{2a}}\right) \quad \textbf{(10)}$$

avec a, diffusivité thermique, $a = \dfrac{k}{\rho.C}$ **(11)**

- k : conductivité thermique en W/(m.K)
- ρ : masse volumique du sol en kg/m3
- C, chaleur massique du sol en J/(kg.K)

Pour nos calculs, nous avons considéré : ρ=2000 kg/m3, k=2 W/(m.K), C=900 J/(kg.K)

Cette relation permet de montrer plusieurs caractéristiques importantes de l'évolution de la température en profondeur :

- la moyenne de la température et sa période restent inchangées en profondeur,
- l'amplitude de la variation de température diminue de manière exponentielle avec la profondeur, cette décroissance est d'autant plus rapide que la pulsation est élevée,
- Le déphasage augmente avec la profondeur.

La **Figure 3** montre la décroissance de l'amplitude des variations de température en profondeur (ΔTprof) rapportée à l'amplitude en surface (ΔTsurf) pour une variation de température annuelle ou journalière.

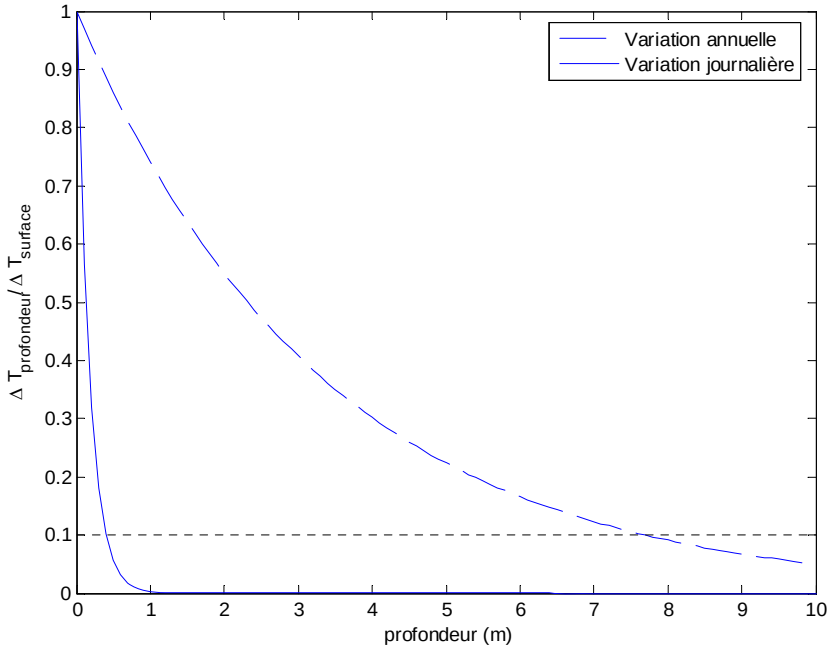


Figure 3 : Amplitude relative des variations de température en fonction de la profondeur pour un cycle annuel et journalier.

On peut voir que la profondeur pour laquelle les variations de température par rapport à la surface sont réduite de 90 % est de 0.5 m pour le cycle journalier et de 7.6 m pour le cycle annuel. Nous négligerons pour la suite les variations journalières dont l'influence ne concerne que des profondeurs de l'ordre de 50 cm. Le cycle de température sera représenté par une période annuelle et un déphasage tel que le minimum se situe fin janvier et le maximum fin juillet.

La **Figure 4** montre les températures en surface et à différentes profondeurs pour un cycle annuel de température, de moyenne de 11°C et d'amplitude crête à crête de 25°C. Avec la profondeur, on observe bien une diminution de l'amplitude des variations et une augmentation du déphasage. A 4 m de profondeur le déphasage atteint 2 mois.

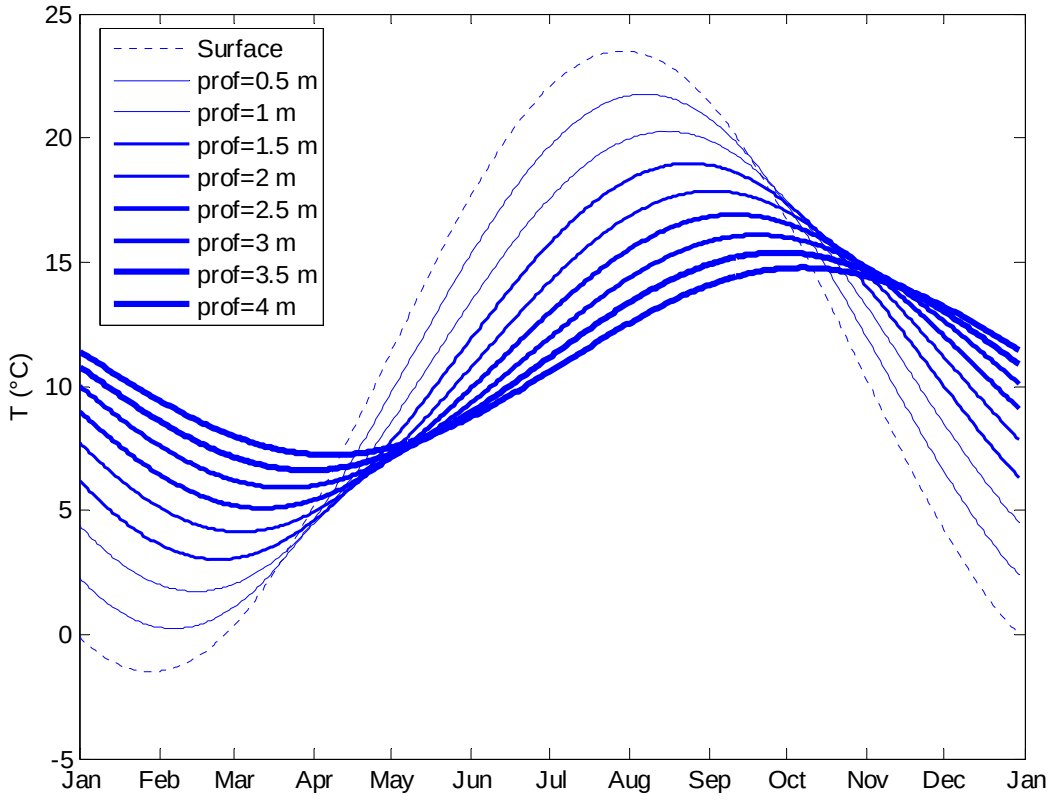


Figure 4 : Evolution annuelle de la température en surface et en profondeur, pour un cycle de moyenne de 11°C et d'amplitude crête à crête de 25°C.

Comme nous l'avons vu précédemment, le flux thermique récupérable par un échangeur air/sol est proportionnel à la différence de température entre l'air de surface et le sol. La **Figure 5** montre l'évolution de cette différence au cours de l'année, pour différentes profondeurs d'enfouissement de la gaine.

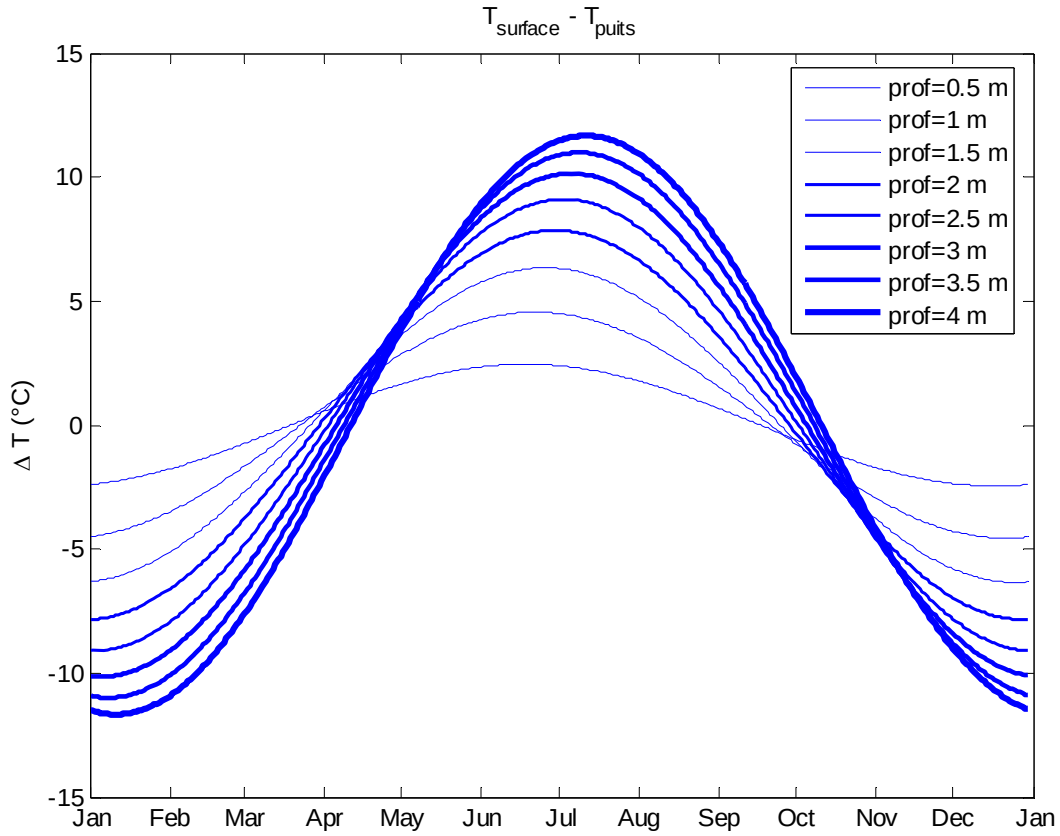


Figure 5 : Evolution annuelle de la différence de température entre la surface et la profondeur pour un cycle annuel.

Apport thermique annuel

A partir de la différence de température entre l'air extérieur et le sol, nous avons calculé le flux thermique récupérable au cours de l'année pour différentes profondeurs. L'apport thermique annuel est donné par comparaison avec la déperdition induite par une ventilation prélevant l'air directement à l'extérieur. La **Figure 6** montre ces résultats, pour une gaine de diamètre 100 et une longueur de gaine de 30 m. Le flux thermique a été considéré constant par durée de 1 heure. L'énergie échangée est exprimée en Wh. Nous avons considéré une période de chauffe du 15 octobre au 15 avril ainsi qu'une période de rafraîchissement du 15 juin au 15 août. Il est intéressant de noter que durant les intersaisons (début du printemps et début de l'automne) l'apport thermique est négatif alors qu'il n'y pas nécessité de rafraîchir le bâtiment ; au contraire ces périodes nécessitent de conserver la chaleur dans le bâtiment. Il est donc préférable d'arrêter le fonctionnement de l'échangeur pendant ces périodes.

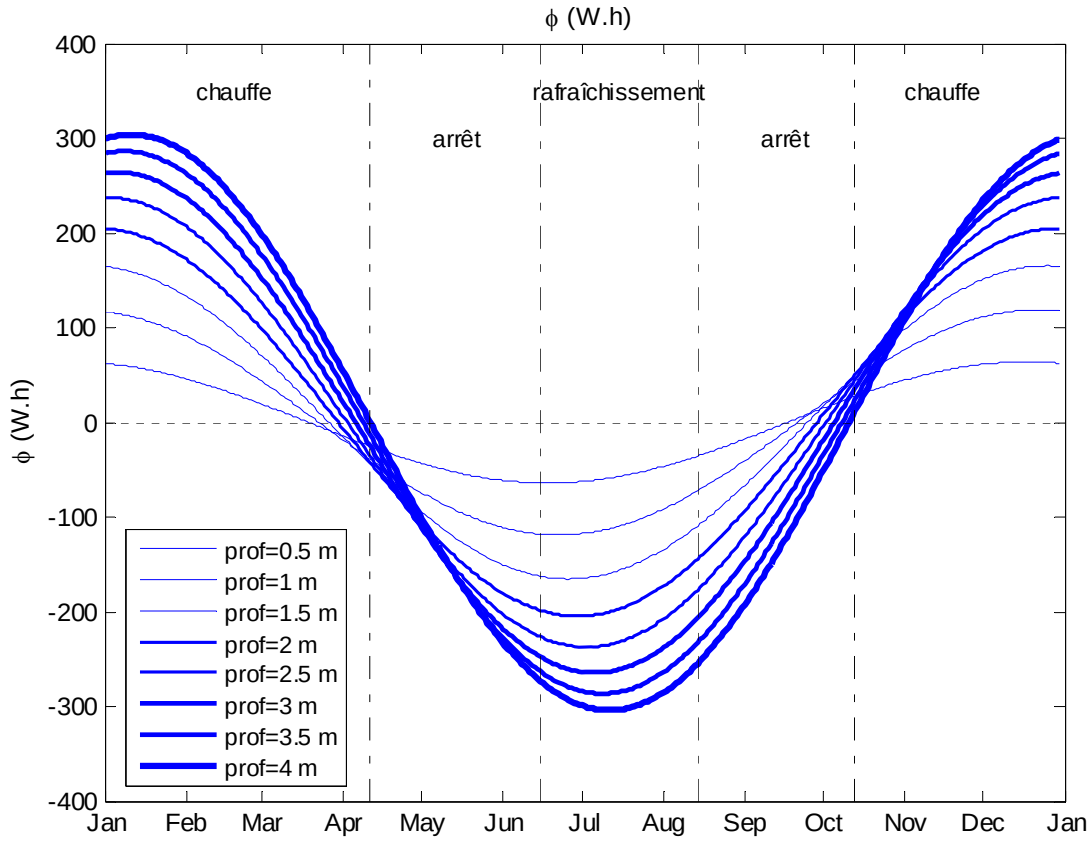


Figure 6 : Evolution annuelle du gain de chaleur apportée par l'échangeur air/sol. La période de chauffe considérée est du 15 octobre au 15 avril. La période de rafraîchissement est du 15 juin au 15 août. La période d'arrêt correspond aux périodes pour lesquelles le rafraîchissement du bâtiment n'est pas souhaitable.

Tableau 1: Apport thermique annuel en période de chauffe, pour différentes configurations de longueur, profondeur diamètre de gaine, et de débit de ventilation.

		Q=30 m3/h			Q=60 m3/h			Q=90 m3/h			Q=120 m3/h		
		d=0.1	d=0.15	d=0.2	d=0.1	d=0.15	d=0.2	d=0.1	d=0.15	d=0.2	d=0.1	d=0.15	d=0.2
Prof=1.5 m	L=25 m	161	152	144	303	285	269	433	408	384	552	523	493
	L=35 m	171	166	160	331	318	306	481	463	443	623	600	574
	L=50 m	175	173	171	347	341	334	513	503	491	674	660	643
Prof=2 m	L=25 m	199	188	178	375	353	333	535	505	475	683	647	610
	L=35 m	211	205	198	409	394	379	595	572	549	771	742	711
	L=50 m	217	215	211	429	422	413	635	622	607	834	816	795
Prof=2.5 m	L=25 m	231	218	207	435	410	386	621	586	552	793	750	707
	L=35 m	245	238	230	475	457	439	691	664	636	894	861	825
	L=50 m	252	249	245	498	489	479	736	721	704	967	947	923
Prof=3 m	L=25 m	257	243	230	485	456	430	692	653	614	883	836	788
	L=35 m	273	265	256	529	509	489	769	740	709	996	959	919
	L=50 m	281	277	273	554	545	533	820	804	784	1077	1055	1028

Exemple de lecture : Pour un besoin de 120 m3/h de ventilation, on peux installer:

- 1 gaine de 50 m, diam = 10 cm, profondeur = 2 m, le gain thermique est de 834 KWh (perte de charge : 270 Pa)
- 2 gaines de 25 m, diam et profondeur identiques, le gain thermique est de 2 * 375 = 750 kWh (perte de charge = 69.5 Pa)

Comparaison avec une ventilation double flux

La ventilation à double flux (VDF) est souvent évoquée comme un système efficace pour limiter les déperditions induites par la ventilation. Afin de donner des éléments de comparaison entre ce système et un puits canadien nous avons calculer le gain thermique d'une VMC double flux dans les mêmes conditions de température extérieure au cours de l'année.

Le gain énergétique (E) en période de chauffe peut se calculer à partir de la température de l'air extrait (que nous considérerons égale à la température de consigne du chauffage, Tc), de la température de l'air entrant (Tentrant), le débit de ventilation (Q)et le rendement de l'échangeur (n).

$$E = (T_c - T_{entrant}).Q.\rho_{air}.C_{air}.n \qquad \textbf{(12)}$$

Il est également possible de calculer le gain pour une entrée d'air prise sur le puits canadien, plutôt que directement à l'extérieur, ce qui correspond à la mise en série de la VDF et du PC. Dans ce cas, Tentrant dans l'équation précédente est la température à la sortie du puits canadien. Le gain de chauffe total est alors la somme du gain induit par la VDF et par le PC. On peut ainsi distinguer la contribution respective du PC et de la VDF au gain de chauffe total.

La Figure 7 montre le résultat de ce calcul au cours d'une année pour une VMC double flux avec entrée d'air prise sur l'extérieur ou sur un puits canadien ainsi que pour un puits canadien de profondeur 2.5 m.

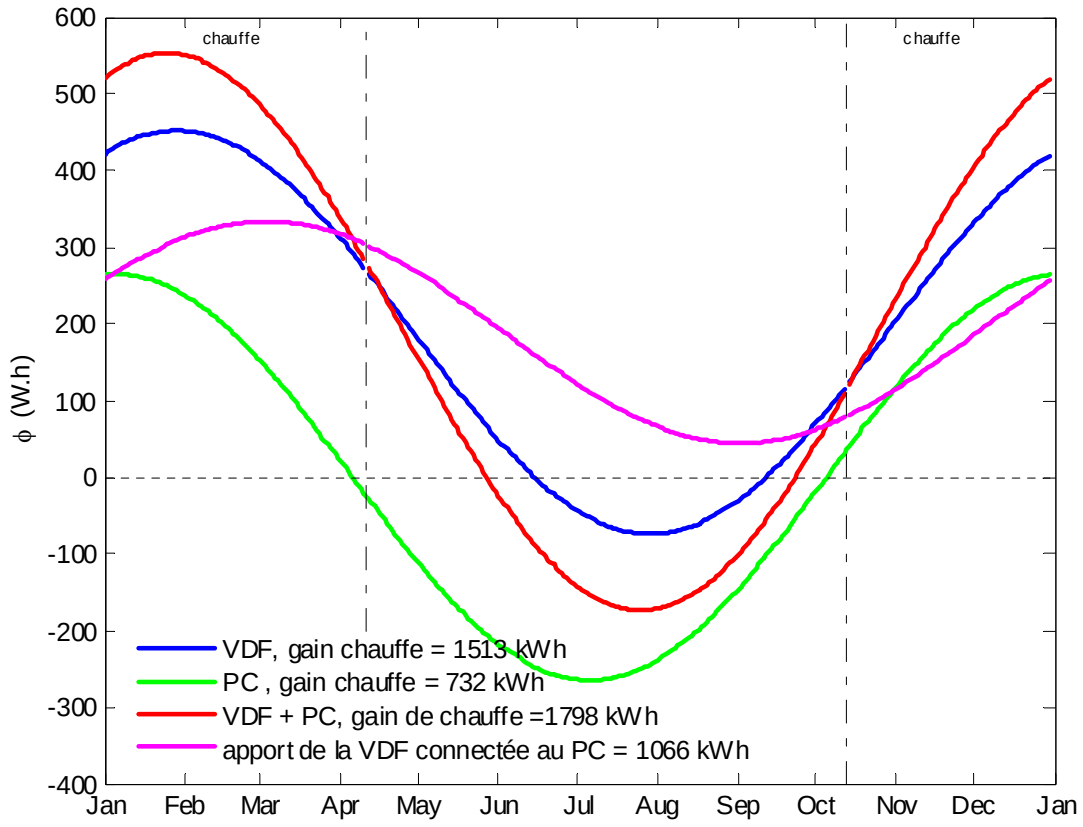


Figure 7 : Comparaison du gain énergétique d'une ventilation double flux (VDF), un puits canadien (PC, prof.=2.5 m, L=30 m), et d'une ventilation double flux avec entrée d'air prise sur le puits canadien (VDF+PC). Pour ce dernier cas on précise l'apport de la VDF seule. L'ensemble des courbes correspond à un débit d'air de 90 m3/h. Le gain de chauffe annuel est donné par rapport à une ventilation mécanique de 90m3/h avec prise d'air extérieur.

On voit que la VDF est le système le plus efficace pour réduire le besoin de chauffage induit par la ventilation. La mise en série du PC et de la VDF permet d'améliorer encore le gain énergétique mais de manière relativement marginale (+10%). Dans ce cas, la capacité de la VDF n'est pas utilisée pleinement (2/3 de l'apport d'une VDF seule), du fait du préchauffage de l'air par le PC. En revanche, pour ce qui concerne le rafraîchissement estival, le PC seul est la meilleure solution, la mise en série avec une VDF lui faisant perdre de l'efficacité.

Synthèse et recommandations:

Les calculs exposés précédemment ne présentent pas de difficultés ni d'originalité particulières. Il s'agit d'une simple application de calcul d'échange thermique par convection forcée à une gaine enterrée. Ils fournissent cependant des critères objectifs utiles pour le dimensionnement raisonné d'un échangeur air/sol dit « puits canadien ».

Nous avons d'abord vu que le flux thermique est fonction du débit volumique de l'air dans la gaine et de la différence de température, ce qui est commun à tous les échangeurs. La longueur de gaine nécessaire pour atteindre le flux thermique maximal augmente avec le débit d'air et diminue avec le diamètre de la gaine. Ainsi l'optimisation sur le seul critère thermique pourra conduire à des pertes de charge rédhibitoires pour un système de ventilation usuel. Le choix du diamètre et de la longueur et du nombre de gaine devra se faire en prenant en compte les pertes de charges admissibles. Ainsi comme nous l'avons montré à titre d'exemple, d'un point de vue thermique, il est équivalent d'utiliser deux gaines de 25 m de longueur, plutôt qu'une seule de même diamètre et longueur 50 m, mais la première solution est bien meilleure du point de vue des pertes de charges.

La particularité de l'échangeur air/sol réside dans le fait que la différence de température entre l'air entrant et le sol est variable au cours de l'année et dépend de la profondeur d'enfouissement de la gaine. Le sol voit ses variations annuelles de température diminuer de manière exponentielle avec la profondeur. Ainsi le gain en réchauffement / rafraîchissement sera d'autant plus grand que la profondeur est importante. Le gain augmente de manière importante jusqu'à 2 ou 3 mètres d'enfouissement. Au delà, la faible augmentation du gain thermique justifiera difficilement le surcoût de creusement. La variation annuelle de la température en profondeur présente l'avantage de posséder un déphasage par rapport aux variations de température de surface qui augmente lui aussi avec la profondeur. L'échangeur air/sol permet de tirer parti de ce déphasage, en particulier au début de l'automne, moment où le sous-sol atteint son pic de chaleur alors que la température extérieure a déjà baissée. Ce même déphasage est par contre un désavantage au printemps car il contribue à rafraîchir le bâtiment à un moment où cela n'est pas souhaitable. Il est alors préférable d'utiliser un système de by-pass qui permette de ne plus utiliser l'échangeur air sol pendant ces périodes. Un système intéressant consisterait à piloter ce by-pass en fonction des températures respectives du sol et de l'air extérieur et du besoin de chauffage ou de rafraîchissement. Un tel système permettrait en outre de profiter la fraîcheur nocturne en été ou la chaleur diurne en hiver.

Enfin, nous avons comparer le système de puits canadien avec VMC simple flux, avec une ventilation double flux (VDF), et un system mixte qui utilise le puits canadien comme entrée de la VDF. La comparaison ente ces trois systèmes, pour des scénarios de température et de ventilation identiques, montre que la VDF est le système le plus efficace pour réduire le besoin de chauffage. Mais, ses capacités de rafraîchissement l'été sont bien moindres que celles d'un puits canadien. Quant à l'utilisation d'un système mixte, ce couplage puits canadien VDF, il permet d'augmenter légèrement le gain énergétique total mais en utilisant de manière partielle l'efficacité de la VMC double flux en hiver et des capacités de rafraîchissement du

puits canadien en été. Le couplage VMC simple flux et puits canadien reste une solution peu coûteuse, apportant un gain thermique non négligeable en hiver, et en rafraîchissement notable en été.

Annexe :

Dimensionnement aéraulique

Les calculs précédents ne concernent que le dimensionnement thermique de l'échangeur air/sol. Le critère d'échange thermique maximal pour une longueur de gaine minimale conduit à choisir une gaine de faible diamètre et un débit volumique élevé. Ce choix n'est pas forcément le meilleur en terme de perte de charge dans la gaine. Nous allons donc donner quelques éléments de dimensionnement aéraulique afin de permettre un choix tenant compte de ces contraintes.

La perte de charge pour un écoulement dans un conduit rectiligne se détermine de la manière suivante :

$$\Delta p = \frac{\Lambda}{D}\frac{\rho.V^2}{2}L \qquad \textbf{(13)}$$

- Δp : est la perte de charge (Pa),
- Λ : coefficient de perte de charge
- ρ : masse volumique du fluide (1.2 kg/m3 pour l'air)
- V : vitesse d'écoulement (m/s)
- D : diamètre hydraulique du tube (m)
- L : longueur du tube (m).

Le calcul du coefficient de perte de charge dépend de la nature de l'écoulement, laminaire ou turbulent. Ce dernier donnant lieu à des pertes de charge plus importantes, on cherchera dans la mesure du possible à se placer dans les conditions d'un écoulement laminaire. Un écoulement se caractérise par son nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho.V.D}{\mu} \qquad \textbf{(14)}$$

- *Re* : Nombre de reynolds
- μ : viscosité dynamique du fluide (18.5 10-6 Pa.s pour l'air)

Re inférieur à 2000 correspond à un écoulement laminaire, *Re* supérieur à 4000 correspond à un écoulement turbulent. Entre 2000 et 4000 l'écoulement est instable. A noter que nous considérons que la viscosité de l'air ne varie pas en fonction de la température.

Tableau 2: Nombre de Reynolds pour différents débits volumiques et diamètres de gaine

Débit (m3/h)	Diamètre de gaine (mm)				
	50	100	150	200	250
20	9 177	4 588	3 059	2 294	1835
40	18 353	9 177	6 118	4 588	3 671
60	27 530	13 765	9 177	6 882	5 506
80	36 706	18 353	12 235	9 177	7 341
100	45 883	22 941	15 294	11 471	9 177
120	55 059	27 530	18 353	13 765	11 012

On voit que pour la plage de débit et de diamètre que nous considérons ici, il est difficile d'obtenir un écoulement laminaire. Nous considérerons donc pour la suite la perte de charge pour un écoulement turbulent. Dans ce cas, le coefficient de perte de charge peut se déterminer par la relation de Colebrook-White.

$$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -2\log_{10}\left(\frac{2.51}{\mathrm{Re}}\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} + \frac{k}{3.7.D}\right) \qquad \textbf{(15)}$$

- Λ : coefficient de perte de charge
- k : indice de rugosité du tube (mm)
- D : diamètre hydraulique du tube (mm)
- Re : Nombre de Reynolds.

Cette relation étant explicite elle ne peut se résoudre que de manière itérative. Le coefficient k traduit l'amplitude des défauts de linéarité de la paroi du tube. Pour un tube en matière synthétique k varie de 0.001 à 0.002 mm

Tableau 3 : Perte de charge par unité de longueur (Pa/m).

Débit (m3/h)	Diamètre de gaine (mm)				
	50	100	150	200	250
20	6.4	0.17	0.021	0.0052	0.0017
40	25.4	0.63	0.077	0.018	0.0059
60	56.7	1.39	0.17	0.038	0.012
80	100	2.43	0.29	0.065	0.021
100	156	3.77	0.44	0.099	0.032
120	225	5.40	0.63	0.14	0.045

Ces résultats montrent que la perte de charge augmente sensiblement avec le débit et, dans des proportions beaucoup plus importante, diminue avec le diamètre de gaine. La perte de charge admissible sera déterminée par la capacité du système de ventilation utilisé (dépression maximale en fonction du débit). Par ailleurs il est conseillé de ne pas dépasser une vitesse de 5 m/s pour éviter les bruits d'écoulement.

Tableau 4 : Vitesse d'écoulement pour différents débits (m/s)

Débit (m3/h)	Diamètre de gaine (mm)				
	50	100	150	200	250
20	2.8	0.7	0.3	0.17	0.11
40	5.6	1.4	0.6	0.35	0.22
60	8.5	2.1	0.9	0.5	0.34
80	11.3	2.8	1.2	0.7	0.45
100	14.1	3.5	1.6	0.88	0.56
120	16.9	4.2	1.9	1.06	0.68